

鋼管における屈折損失係数の試験的研究

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 独立行政法人農業工学研究所 公開日: 2024-03-01 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 田中, 良和, 島, 武男, 中, 達雄, 向井, 章恵, 樽屋, 啓之 メールアドレス: 所属:
URL	https://doi.org/10.24514/0002000060

鋼管における屈折損失係数の試験的研究

田中良和*・島 武男**・中 達雄***・向井章恵*・樽屋啓之*

	目 次	
緒言	113	結果
実験装置	113	考察
1 測定管路	113	管内圧力の残差分析
2 流速測定装置	114	結 言
3 圧力測定装置	115	参考文献
測定方法	116	Summary
		116
		120
		120
		125
		125
		126

緒 言

パイプラインによって農業用水を送配水する際に生じる全エネルギー損失水頭は、摩擦損失と局所損失の和である。近年、道路下埋設やポンプ場の配置が多くなっているため、管路は屈折管が多用されており、屈折管による局所損失が全エネルギー損失水頭に占める割合は比較的大きいものと考えられる。そのため、屈折管による局所損失を正確に知ることは、性能設計における機能性と経済性の評価においても重要である。

既往の研究において、屈折管による局所損失係数（以下、屈折損失係数と呼ぶ）の測定は、KirchbachとSchubartによって詳細に行われている（Kirchbach, 1928; Schubart, 1929）。農林水産省の設計基準「ポンプ場」と「パイプライン」の技術書の参考資料として、これらの計測結果のうち粗い管の屈折損失係数の値が整備されている。

農業用パイプラインの幹線系における大口径を3000Aとすると、平均流速が2.0m/sの場合、常温下で管路内の流れのレイノルズ数（以下、Re数と表記する。）は約6,000,000である。また、小口径を150Aとすると、Re数は約300,000である。Kirchbachによれば、Re数が約200,000以上における屈折損失係数の値は一定であると判断して良いとされているが、KirchbachとSchubartの測定は、低Re数の領域（ $Re = 30,000 \sim 240,000$ ）であるため、農業用の大口径パイプラインにおける流れの高Re数の領域における検討が課題である。

本報告では、現実的なパイプライン系の流れの状態に近

い高Re数の領域における屈折損失係数を測定によって求めることを目的とした。

実験装置

1 測定管路

測定する屈折管の形状は5種類である。それらは22.5°と30°の単屈折管、45°の2屈折管、90°の3屈折管と4屈折管である。口径は80A、100A、150A、および200Aの4種類である。屈折管の形状をFig. 1～5に示し、各口径ごとの寸法をTable 1～5に示す。管材は鋼管である。80Aと100Aの管路の全配管をFig. 6に示し、150Aと200Aの管路の全配管をFig. 7に示す。管路はフランジ継ぎ手で連結した。管路の直線部分には、マンメータによる圧力測定のために内径3mmの穴が50cmの間隔において開けられている。直管の摩擦損失係数 f の測定値をFig. 8に示す。各口径の管の相対粗度 k/D は、80A、100A、150A、および200Aに対して、それぞれ0.0006、0.0005、0.0003、および0.0004であった。実際の表面粗度は、表面粗度計（Mitutoyo製 SJ-400）によって測定した結果、算術平均粗さが3.29 μm であり、十分滑らかな管であった。

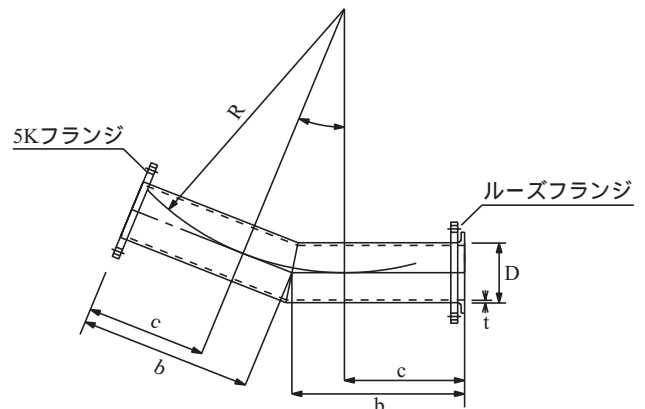


Fig. 1 単屈折22.5°の屈折管の形状

The shape of the bend of 1 refraction 22.5°

* 農業工学研究所 水工部 水路水理研究室

** 農業工学研究所 地域資源部 土地資源研究室

*** 農業工学研究所 水工部 上席研究官

平成16年1月9日受理

キーワード：屈折管，屈折損失係数，パイプライン

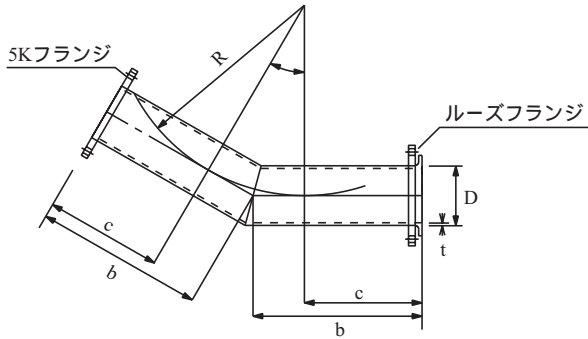


Fig. 2 単屈折30°の屈折管の形状
The shape of the bend of 1 refraction 30°

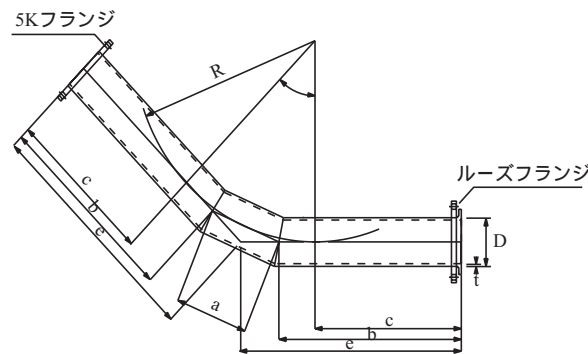


Fig. 3 2屈折45°の屈折管の形状
The shape of the bend of 2 refractions 45°

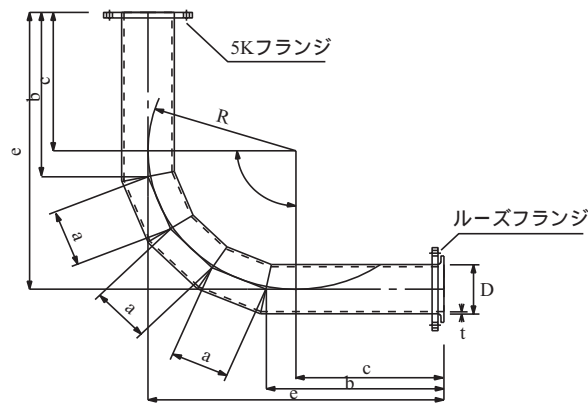


Fig. 4 4屈折90°の屈折管の形状
The shape of the bend of 4 refractions 90°

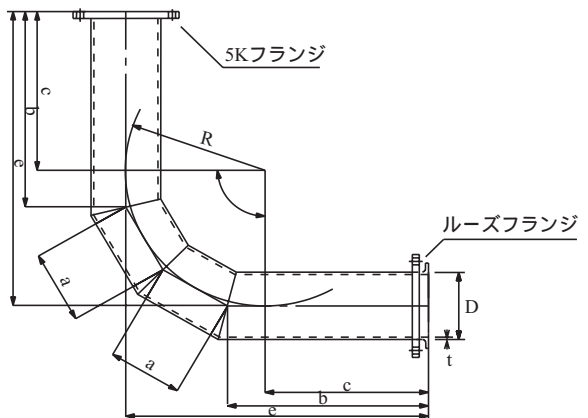


Fig. 5 3屈折90°の屈折管の形状
The shape of the bend of 3 refractions 90°

Table 1 単屈折22.5°の屈折管の寸法

The dimension of the bend of 1 refraction 22.5° (mm)

	R		b	c	t	D
80A	380	22.5	250	174.4	4.2	89.1
100A	380	22.5	250	174.4	4.5	114.3
150A	380	22.5	250	174.4	5.0	165.2
200A	510	22.5	250	148.6	5.8	216.3

Table 2 単屈折30°の屈折管の寸法

The dimension of the bend of 1 refraction 30° (mm)

	R		b	c	t	D
80A	282.1	30	250	174.4	4.2	89.1
100A	282.1	30	250	174.4	4.5	114.3
150A	380.0	30	250	148.2	5.0	165.2
200A	510.0	30	250	113.3	5.8	216.3

Table 3 2屈折45°の屈折管の寸法

The dimension of the bend of 2 refractions 45° (mm)

	R		a	b	c	e	t	D
80A	370	45	147.2	370.3	296.7	450	4.1	89.1
100A	370	45	147.2	370.3	246.7	450	4.5	114.3
150A	430	45	171.0	357.4	271.9	450	5.0	165.2
200A	490	45	195.0	344.5	247.0	450	5.8	216.3

Table 4 4屈折90°の屈折管の寸法

The dimension of the bend of 4 refractions 90° (mm)

	R		a	b	c	e	t	D
80A	269.7	90	99.3	300.1	250.1	500	4.2	89.1
100A	325.6	90	129.5	239.2	174.2	500	4.5	114.3
150A	479.9	90	190.9	365.6	270.1	750	5.0	165.2
200A	632.9	90	251.8	243.0	117.1	750	5.8	216.3

Table 5 3屈折90°の屈折管の寸法

The dimension of the bend of 3 refractions 90° (mm)

	R		a	b	c	e	t	D
80A	230	90	123.2	331.6	270	500	4.1	89.1
100A	230	90	123.2	331.6	270	500	4.5	114.3
150A	250	90	134.0	567.0	500	750	5.0	165.2
200A	310	90	166.2	523.1	440	750	5.8	216.3

2 流速測定装置

平均流速は、流量を計量堰の水位測定から求め、測定管の断面積で除して求めた。計量堰の位置は測定管路の末端にある。80Aと100Aの測定管路には三角堰を、150Aと200Aの測定管路には四角堰を使用した。流量の調節はゲート型バルブを手動で行ったため、設定流量に正確に合わせることは困難であった。よって、±0.2m/sの誤差を許容して、超音波流量計(日本パナメトリクスPT868-2)の流速の読み値を見て設定流量を調節した。超音波流量計

の測定値は、流量調節の時のみ参考とし、屈折損失係数の計算には使用しなかった。

3 圧力測定装置

圧力の測定はマノメータで行った。測定管路には、マノメータのチューブを接続する穴が500mm間隔で開いている。接続口の穴の口径は3mmである。接続口の穴と管路の内壁面の接続は滑らかになるように研磨加工した。ビニールチューブの長さは、測定位置とマノメータとの距離とは無関係に全て10mとした。ビニールチューブの外径と内径はそれぞれ10mm、6mmである。マノメータにおい

て水位を目視するためのガラス管は複数本取り付けられており、レベル測定によって垂直に設置されていることを確認して測定した。ガラス管の本数と寸法は80Aと100Aの場合は20本、内径9mm、長さ1000mmであり、150Aと200Aの場合は24本、内径9mm、長さ1000mmとした。これらのガラス管の下部にはそれぞれ開閉用のボール型バルブが取り付けられており、これらの開閉バルブは1つの開閉用ハンドルによって瞬時に一斉開閉ができる構造とした。このために、測定中の圧力水頭の高さは振動するが、圧力の瞬時値を測定することが可能である。

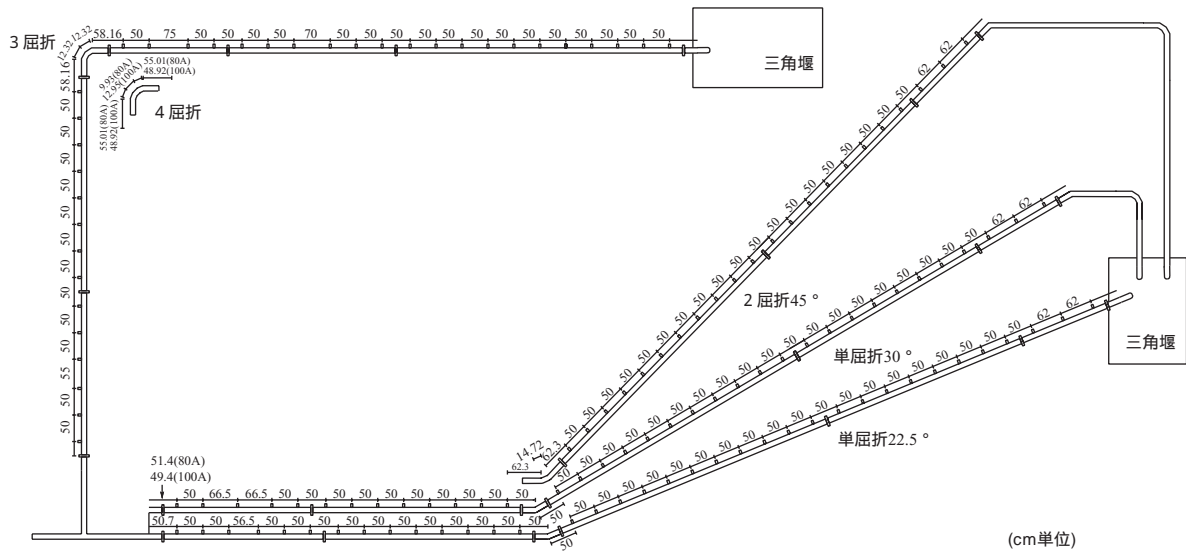


Fig. 6 80Aと100Aの管路の全体平面配管図
Whole piping diagram of 80A and 100A

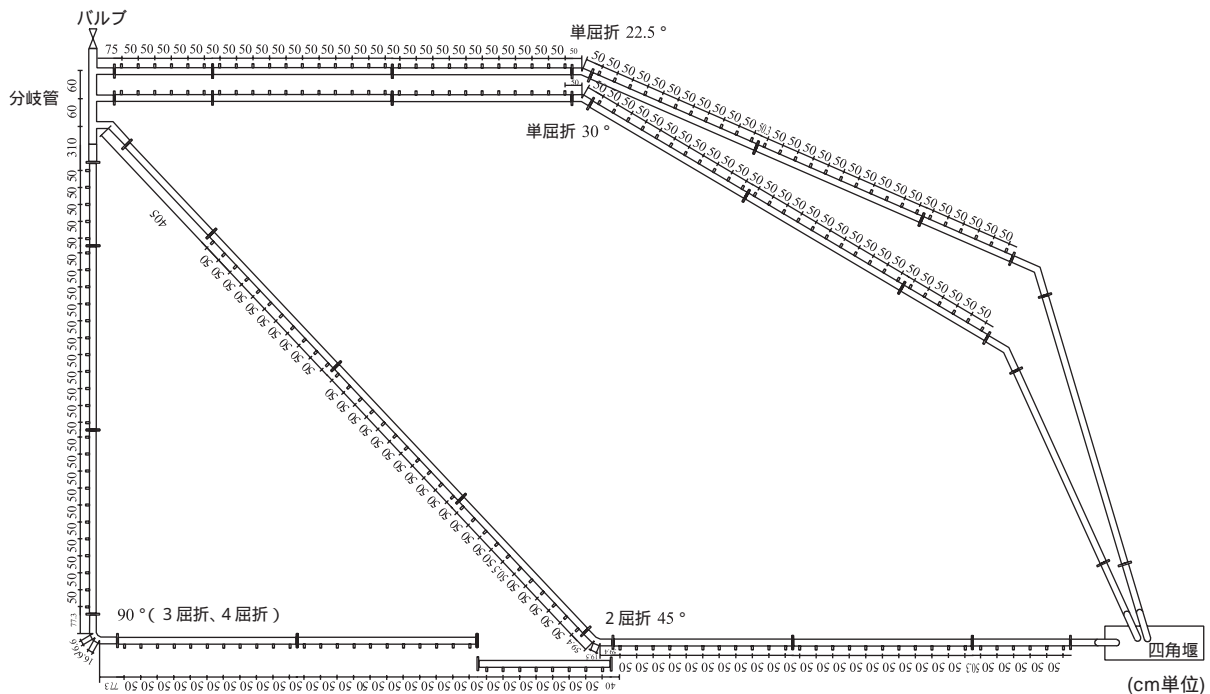


Fig. 7 150Aと200Aの管路の全体平面配管図
Whole piping diagram of 150A and 200A

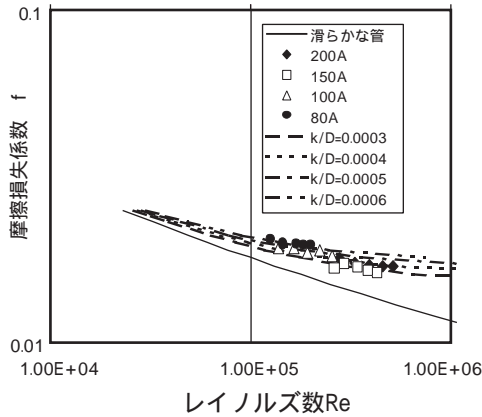


Fig. 8 直線管路の摩擦損失係数 f と Re 数の関係

The relationship between friction loss coefficient and Re number

測定方法

測定は以下の手順で行った。まず、測定管路の管内を充水させた後に静水状態にして、すべてのマノメータのチューブ内に混入した気泡を排除した。マノメータのガラス管の水位が全ての測定点において一樣になれば、チューブ内の空気が排除されたと判断した。流量の調節は、超音波流量計の測定値を読んで行った。計量堰の水位が安定するまで十数分間待ち、計量堰における水深と水温の測定を行い、平均流速と動粘性係数の算出を行った。圧力水頭の測定は、マノメータの下部の開閉用ハンドルを瞬時に閉めて、最小刻みが 1 mm の目盛において、0.5mm まで読んで行った。以上の測定手順を、流速を 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5m/s の 5 段階に設定して、繰り返した。各設定流速において、3 回の測定を行った。

測定結果の整理は以下の方法で行った。屈折損失係数を測定する屈折管の上流側のマノメータにおいて測定した圧力水頭と測定位置の関係から最小自乗による回帰直線を引いた。同様にして、屈折管の下流側においても回帰直線を引いた。森川によると、屈折管の影響がなくなる位置は、上流側で 1.14D 以上、下流側で 50D 以上であるとされている(森川・貴, 1968)。Shubart によると、下流側は 67D 前後がよいとされている(Schubart, 1929)。

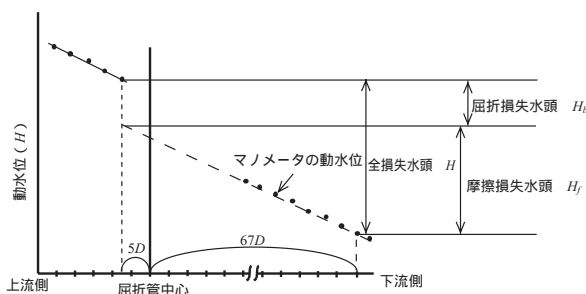


Fig. 9 屈折損失係数の計算方法の概略図

Schematic drawings of calculation method of the coefficient of energyloss in bend

これら 2 本の回帰直線から、屈折管から上流側へ 5D 離れた位置と屈折管から下流側へ 67D 離れた位置の圧力水頭を計算して、これらの圧力水頭差を、測定区間の全損失水頭 H とした (Fig. 9)。

摩擦損失水頭 H_f は、各口径の管の摩擦損失係数を使用して、ダルシー・ワイスバッハの式から求めた。

$$H_f = f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \tag{1}$$

ここで、 f : 摩擦損失係数、 l : 直線管路の延長 (m)、 d : 内径 (m)、 v : 管内平均流速 (m/s)、 g : 重力加速度 (m/s^2) である。

屈折損失水頭 H_b を全損失水頭から摩擦損失水頭を差し引くことによって求めた。

$$H_b = H - H_f \tag{2}$$

各屈折管の屈折損失係数は、局所損失の式より算出した。

$$= H_b \frac{2g}{v^2} \tag{3}$$

各設定流速における 3 回の測定結果の平均値を屈折損失係数としてまとめた。

結果

マノメータの圧力水頭と屈折管からの距離の関係を、単屈折 22.5° の屈折管について、口径 80A, 100A, 150A, および 200A の順序で Fig. 10 ~ 13 に示す。同様の順序で、単屈折 30° の屈折管について Fig. 14 ~ 17 に、2 屈折 45° の屈折管について Fig. 18 ~ 21 に、4 屈折 90° の屈折管について Fig. 22 ~ 25 に、3 屈折 90° の屈折管について Fig. 26 ~ 29 に示す。横軸の距離がゼロの位置が屈折管の中心である。Re 数が大きくなるにつれて、圧力水頭差が大きくなる線形の動水勾配が得られた。圧力水頭の測定値と回帰直線を見比べると、圧力水頭の測定値が距離方向において振動していることが分かる。この原因については次節で考察した。

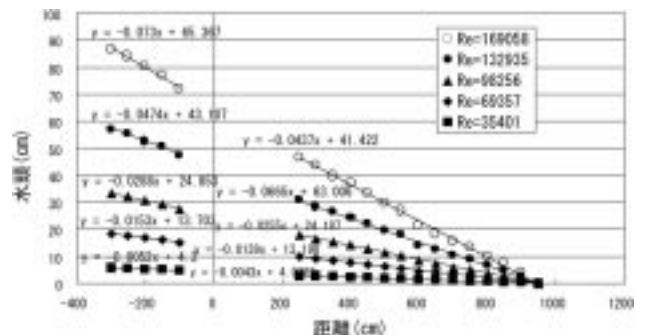


Fig. 10 80A 単屈折 22.5° の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 80A 22.5°

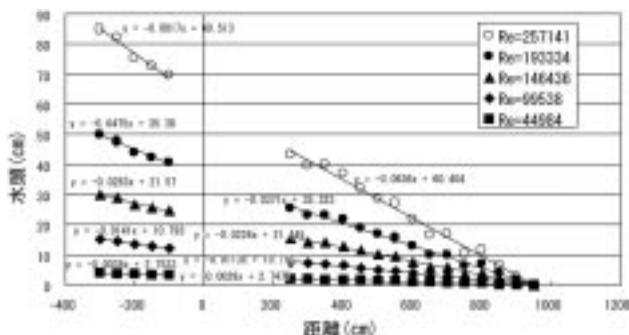


Fig.11 100A 単屈折22.5°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 100A 22.5°

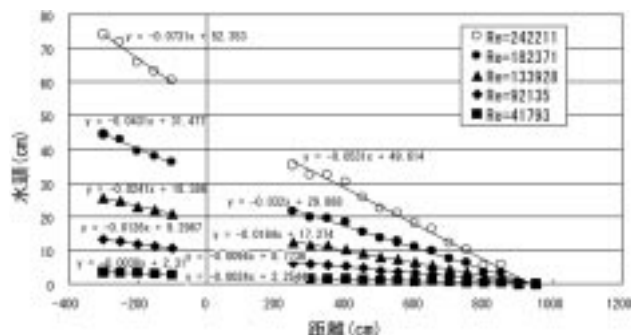


Fig.15 100A 単屈折30°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 100A 30°

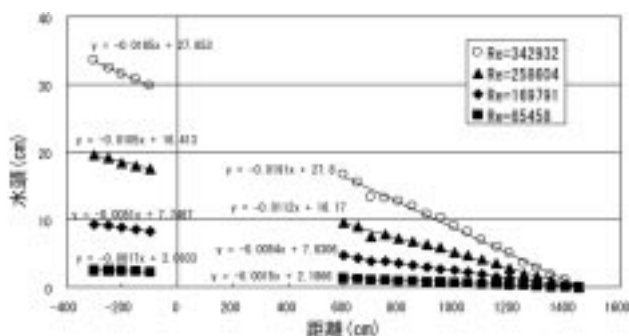


Fig.12 150A 単屈折22.5°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 150A 22.5°

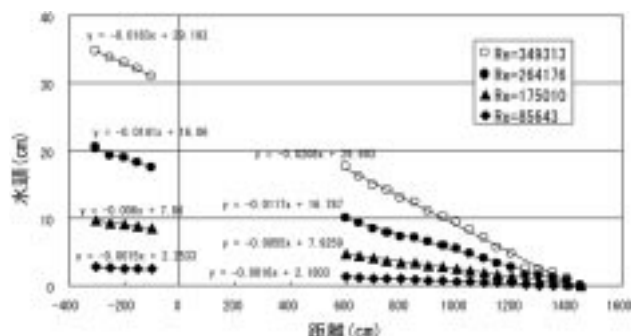


Fig.16 150A 単屈折30°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 150A 30°

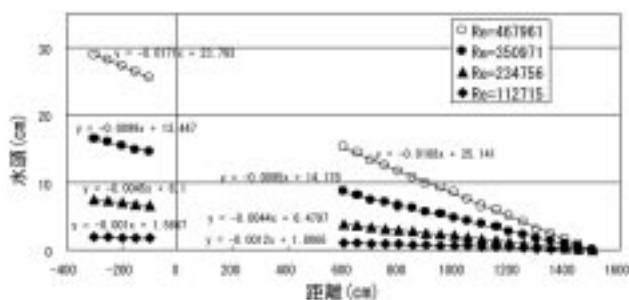


Fig.13 200A 単屈折22.5°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 200A 22.5°

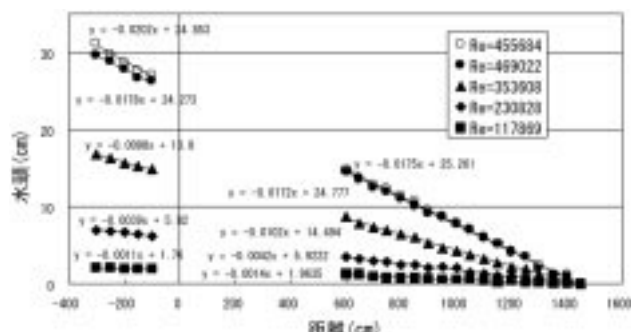


Fig.17 200A 単屈折30°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 200A 30°

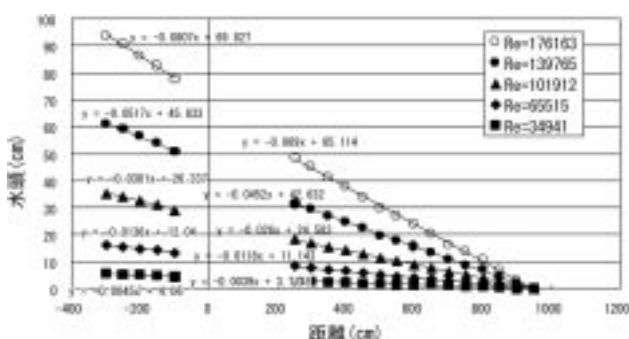


Fig.14 80A 単屈折30°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 80A 30°

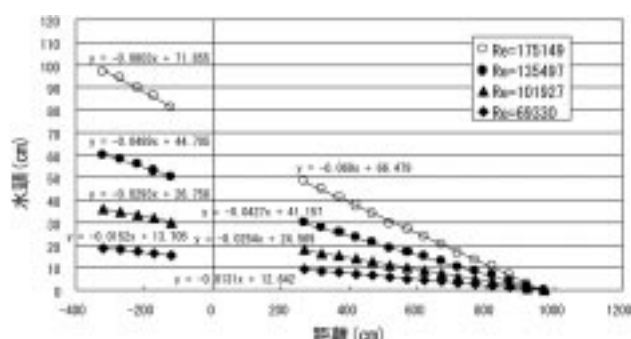


Fig.18 80A 2屈折45°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 80A 2 refractions 45°

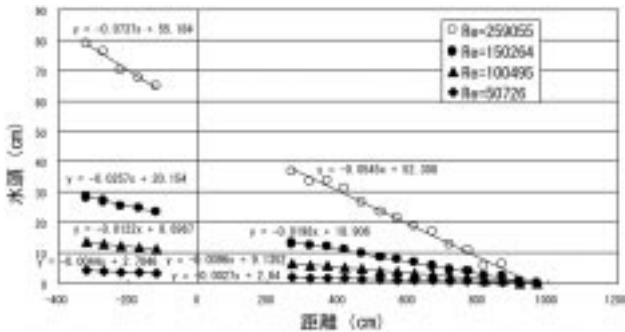


Fig.19 100A 2 屈折45° の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 100A 2 refractions 45°

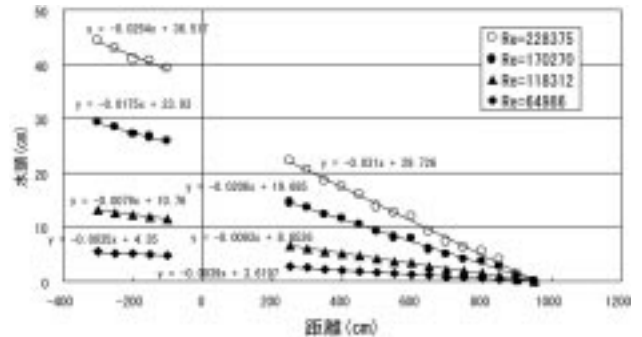


Fig.23 100A 4 屈折90° の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 80A 4 refractions 90°

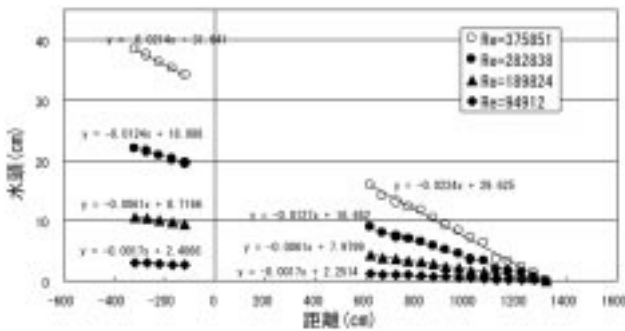


Fig.20 150A 2 屈折45° の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 150A 2 refractions 45°

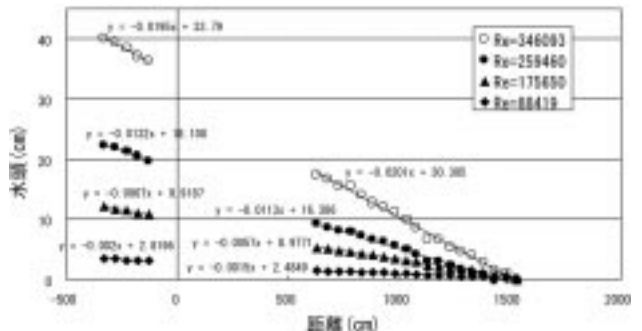


Fig.24 150A 4 屈折90° の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 150A 4 refractions 90°

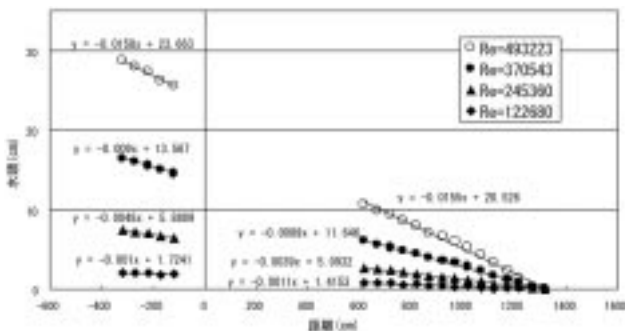


Fig.21 200A 2 屈折45° の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 200A 2 refractions 45°

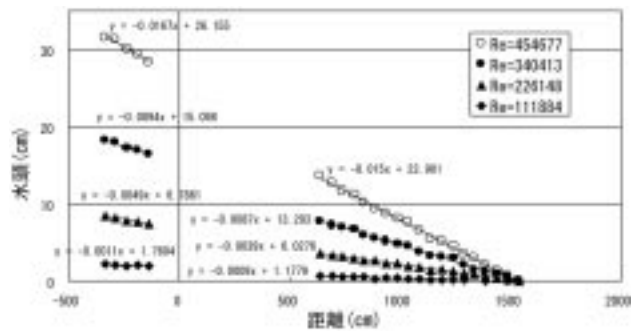


Fig.25 200A 4 屈折90° の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 200A 4 refractions 90°

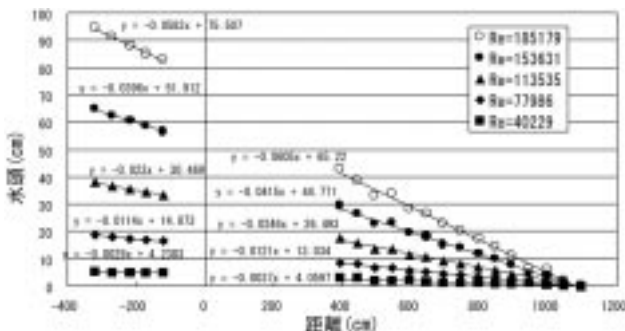


Fig.22 80A 4 屈折90° の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 80A 4 refractions 90°

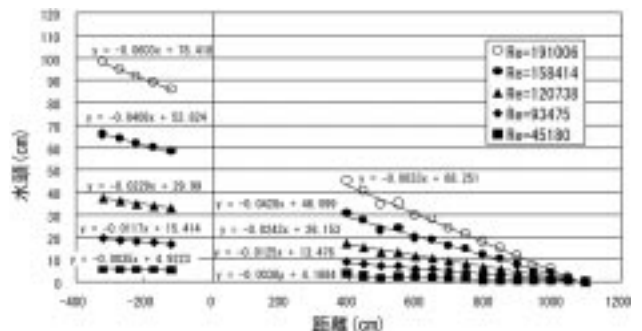


Fig.26 80A 3 屈折90° の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 80A 3 refractions 90°

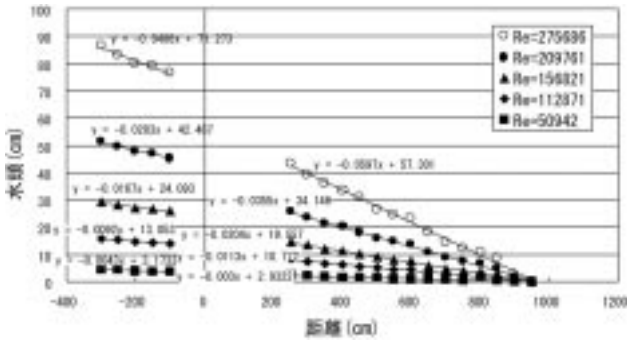


Fig.27 100A 3 屈折90°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 100A 3 refractions 90°

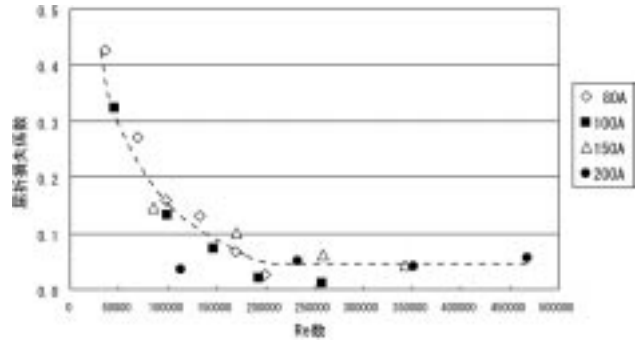


Fig.30 単屈折22.5°の屈折損失係数とRe数の関係
The relationship between the coefficient of energy loss in bend and Re number of 1 refraction 22.5°

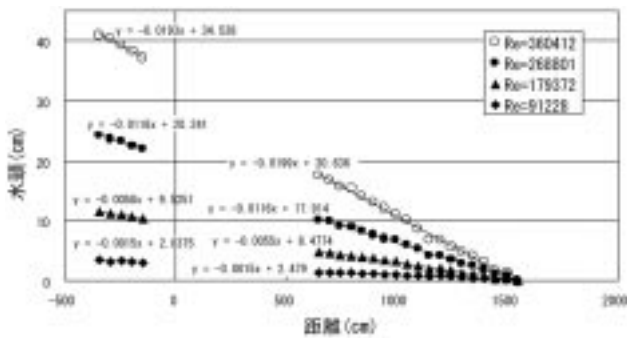


Fig.28 150A 3 屈折90°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 150A 3 refractions 90°

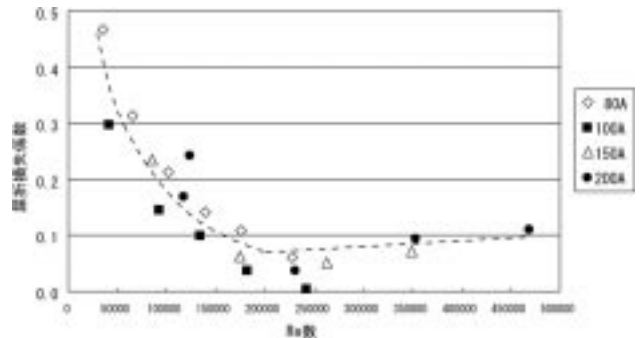


Fig.31 単屈折30°の屈折損失係数とRe数の関係
The relationship between the coefficient of energy loss in bend and Re number of 1 refraction 30°

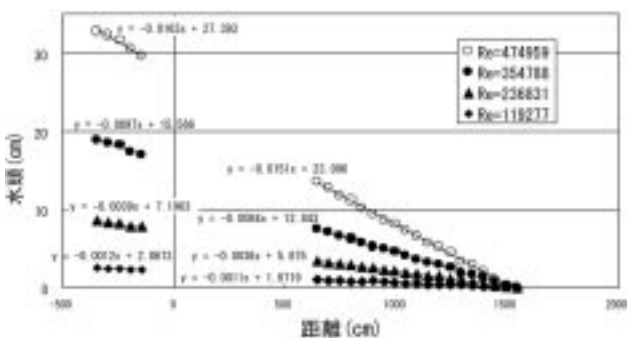


Fig.29 200A 3 屈折90°の圧力水頭と距離の関係
The relationship between pressure head and distance of 200A 3 refractions 90°

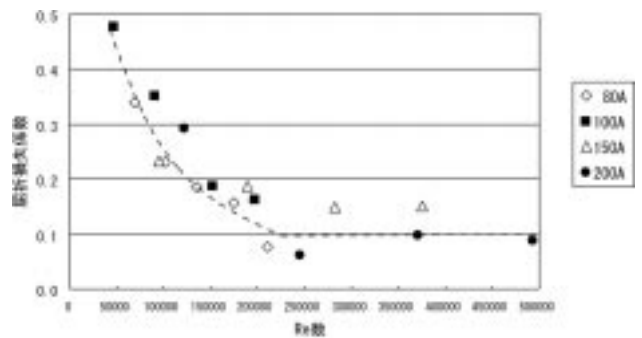


Fig.32 2 屈折45°の屈折損失係数とRe数の関係
The relationship between the coefficient of energy loss in bend and Re number of 2 refractions 45°

屈折損失係数をRe数によって整理し、全ての口径をまとめて、単屈折22.5°,単屈折30°,2屈折45°,4屈折90°および3屈折90°の順序でFig.30~34に示す。各口径の測定結果は、Re数の大きさが異なるため、多少の誤差があるものの折り重なるようにして連結することができた。屈折損失係数は、Re数が低い領域では大きく、Re数が高くなるにつれて、指数関数状に減少した。屈折損失係数は、Re数が200,000以上の領域において、ほぼ一定になった。目視によって読み取った屈折損失係数は、屈折管の種類が単屈折22.5°,単屈折30°,2屈折45°,4屈折90°および、3屈折90°の順に、それぞれ0.05,0.09,0.1,0.14,および0.17程度であった。

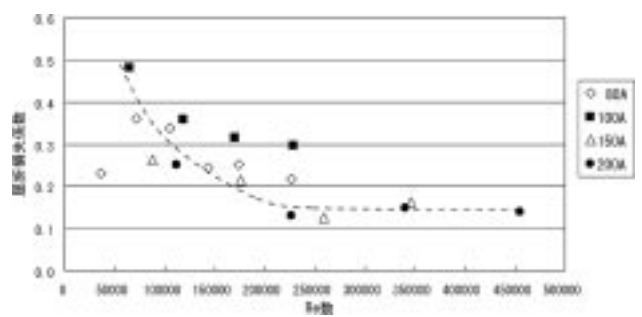


Fig.33 4 屈折90°の屈折損失係数とRe数の関係
The relationship between the coefficient of energy loss in bend and Re number of 4 refractions 90°

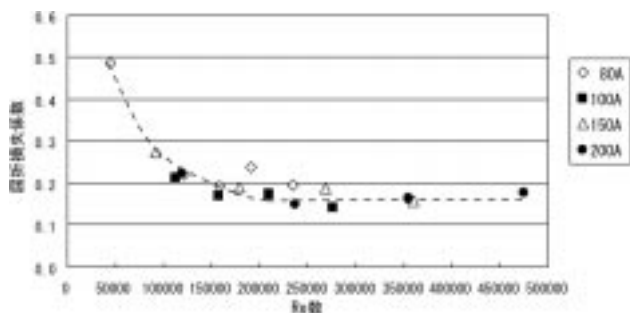


Fig.34 3 屈折90°の屈折損失係数とRe数の関係
The relationship between the coefficient of energy loss in bend and Re number of 3 refractions 90°

考察

屈折損失係数とRe数の関係において、Re数が200,000以下では、屈折損失係数はRe数の増加に従って減少する指数関数のように変化し、Re数が200,000以上においては、屈折損失係数は概ね一定であるという傾向を、全ての種類の屈折管において示した。

屈折損失係数とRe数の関係のグラフに回帰線を引いた場合、4種類の口径では相対粗度が似ているので、レイノルズ相似則に従うならば、測定結果はRe数の範囲が異なっても、一本の線上にほぼ重なるように接続すると考えられる。しかし、測定結果は、一本の線上に重なるものの、相対粗度の大きさの順に関係なく誤差が生じている。

この誤差の原因として、以下のような測定上の問題が挙げられる。

- (1) 圧力水頭の読みとり誤差
- (2) 計量堰における水位の読みとり誤差
- (3) 摩擦損失係数の測定誤差
- (4) 圧力水頭測定箇所 の穴形状の加工状態の不均一さによる乱れ
- (5) フランジ継ぎ手による管内の流れの乱れ
- (6) 整流区間の不足による旋回流の影響

(1)の誤差の理由として、高Re数の測定では、マンメータ水中の振動が大きく、瞬時に全てのマンメータのバルブを全閉しても、微小な誤差を含んでいる可能性が挙げられる。しかし、圧力水頭は0.5mmまで計測し、同じ流速で3回の測定を行うなどして、この誤差原因に対処した。

(2)の誤差の理由として、設定流速を変更した際に、水深が過渡状態にある可能性が挙げられる。この誤差原因の対処方法として、水深を0.1mmまで読み、3回の測定を行った。

(3)の誤差において、フランジ継ぎ手における管軸中心軸のズレやゴムパッキンのズレが、摩擦損失係数を大き

くした可能性がある。摩擦損失係数の測定結果では、200Aと150Aの相対粗度が逆転して、水理学的には矛盾が生じている。しかしながら、本実験装置における継ぎ手などの構造上の問題によって生じた結果であることから、屈折損失係数の測定には、これら摩擦損失係数の値をそのまま用いて行った。

(4)に関する誤差は、評価が難しい。その理由は、単管の長さが6m程度と長いため、圧力水頭測定箇所の穴の加工状態を内側から確認できないためである。しかしながら、穴の加工は、管壁に開孔してマンメータチューブ取り付け用の円筒を溶接した後、サンドブラストによって研磨しているため、このような加工の不均一さは比較的少ないと考えられる。(5)と(6)については、次章で検討した。

管内圧力の残差分析

前章の誤差原因(5)と(6)の誤差について検証するために、残差分析を行った。Fig. 8に示した直線管路における摩擦損失係数をダルシーワイズバッハの式に代入して、圧力水頭差を求め、実験による圧力水頭値との残差を求めた。この残差と管路延長との関係を示したのがFig.35~54である。口径が小さい順に図を並べた。フランジ継ぎ手の位置をTable 6に示す。フランジ継ぎ手の下流において急激な水頭損失の変化が見られる場合もあるが、フランジ継ぎ手より下流側における圧力水頭への影響は長さ20D程度以内で減衰しており、動水勾配へのフランジの影響は比較的小さいと考えられる。

Table 6 フランジ継ぎ手の位置
The position of the flange joint

	22.5°	30°	45°	90°
80A	屈折管より71D下流			31D, 71D下流
100A	屈折管より55D下流			26D, 58D下流
150A	屈折管より37D, 72D			35D, 61D下流
200A	屈折管より28D, 55D			27D, 46D下流

整流区間として下流側は67D確保した。幾つかの例外はあるが、Re数が大きくなるにつれて、屈折管の上流と下流の両方の残差は大きくなり、摩擦損失が小さくなった。これは屈折管において弱い旋回流が生じたためであると考えられる(須藤ら, 1994; 畠沢, 1998)。屈折管の上流側においても整流区間を確保したが、摩擦損失係数が変化している管がみられる。これは屈折管に流入する流れが乱れていることを示しており、測定誤差に影響すると考えられる。屈折管下流側の摩擦損失係数も変化し、直線管路の摩擦損失係数との残差が大きくなっているが、管路の損失の計算方法を考慮すると問題ないと考えられる。その理由は、逆に、この残差を考慮して、屈折管下流側の摩擦損失係数

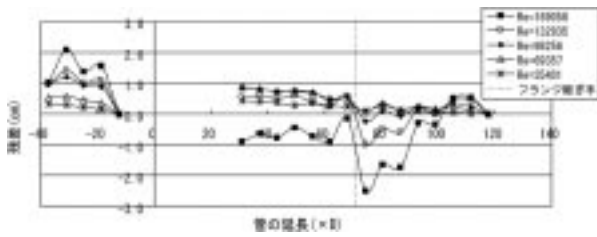


Fig.35 80A単屈折22.5°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 80A 1 refraction 22.5°

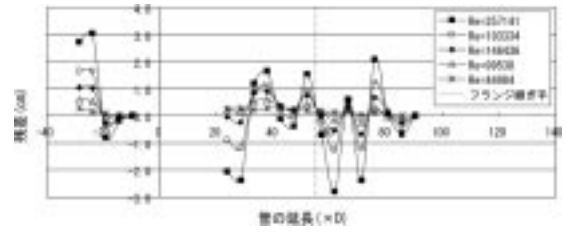


Fig.40 100A単屈折22.5°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 100A 1 refraction 22.5°

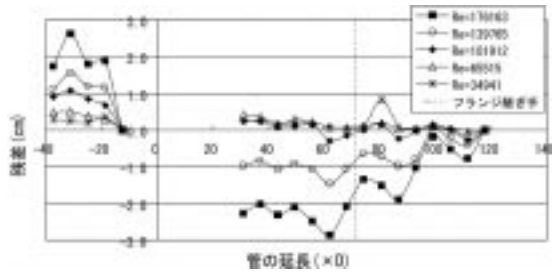


Fig.36 80A単屈折30°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 80A 1 refraction 30°

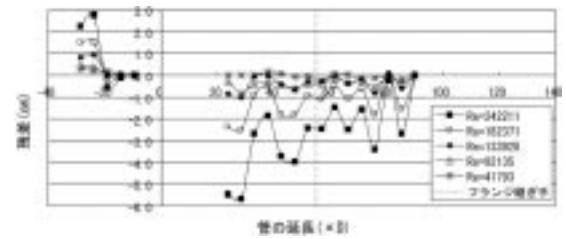


Fig.41 100A単屈折30°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 100A 1 refraction 30°

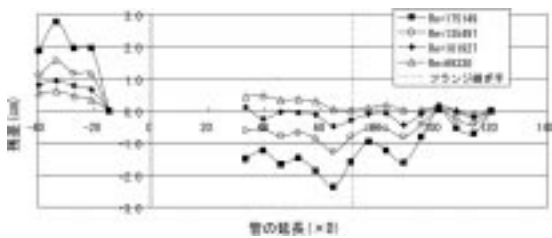


Fig.37 80A 2 屈折45°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 80A 2 refractions 45°

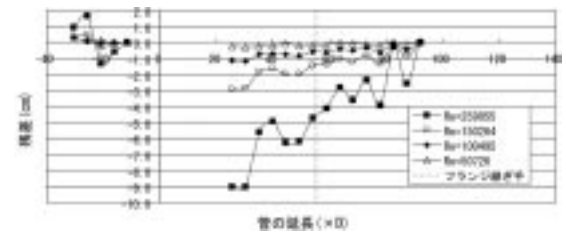


Fig.42 100A 2 屈折45°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 100A 2 refractions 45°

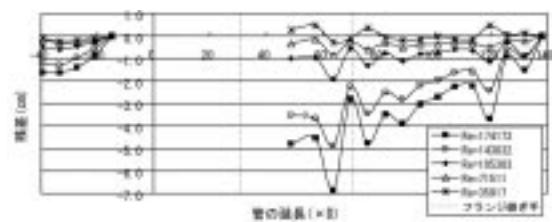


Fig.38 80A 4 屈折90°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 80A 4 refractions 90°

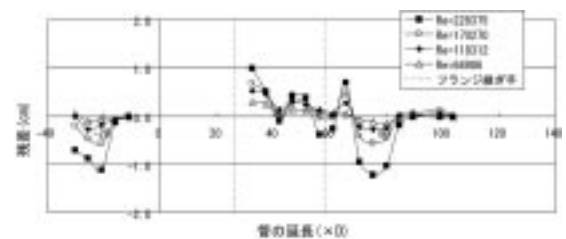


Fig.43 100A 4 屈折90°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 100A 4 refractions 90°

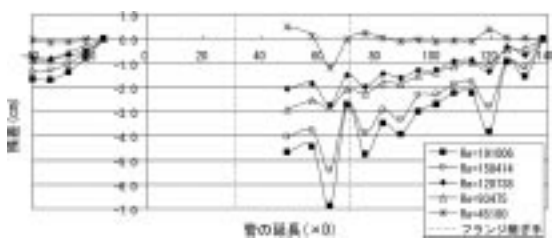


Fig.39 80A 3 屈折90°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 80A 3 refractions 90°

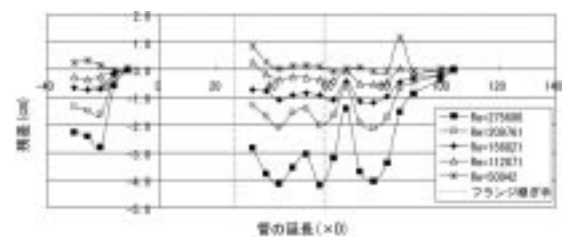


Fig.44 100A 3 屈折90°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 100A 3 refractions 90°

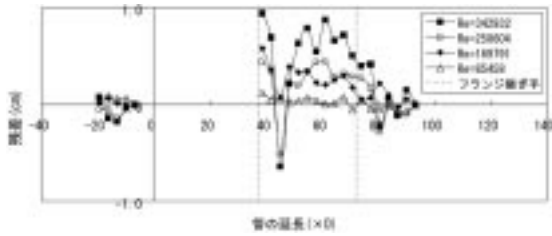


Fig.45 150A単屈折22.5°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 150A 1 refraction 22.5°

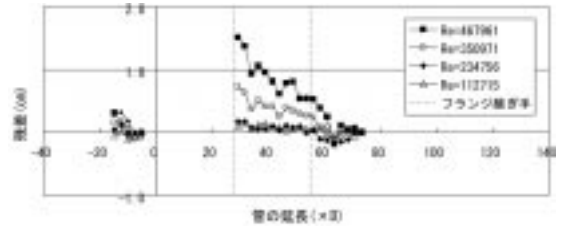


Fig.50 200A単屈折22.5°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 200A 1 refraction 22.5°

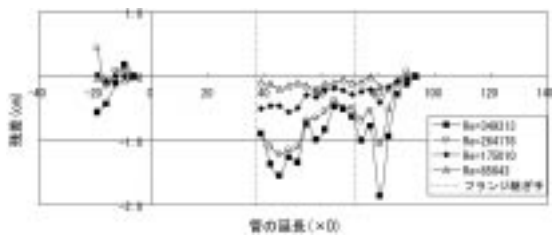


Fig.46 150A単屈折30°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 150A 1 refraction 30°

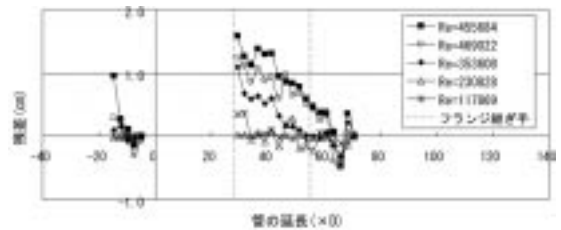


Fig.51 200A単屈折30°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 200A 1 refraction 30°

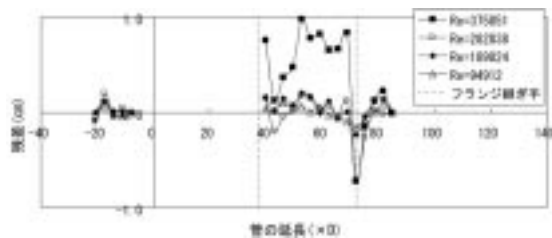


Fig.47 150A 2 屈折45°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 150A 2 refractions 45°

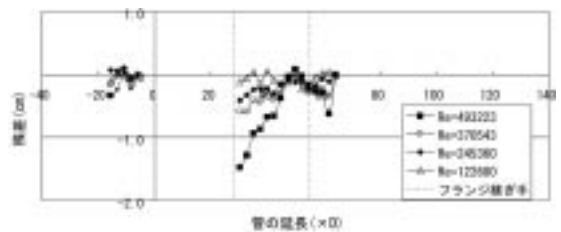


Fig.52 200A 2 屈折45°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 200A 2 refractions 45°

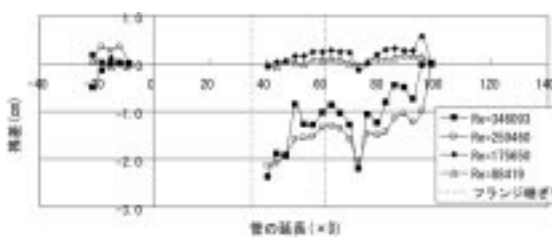


Fig.48 150A 4 屈折90°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 150A 4 refractions 90°

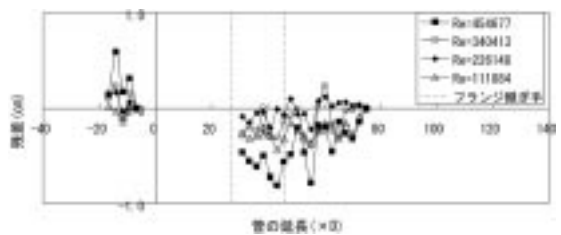


Fig.53 200A 4 屈折90°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 200A 4 refractions 90°

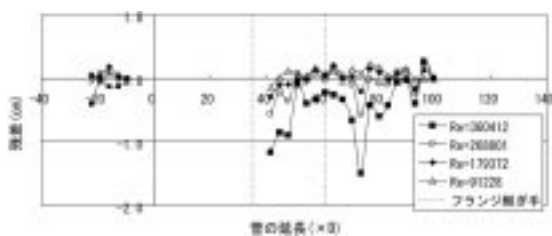


Fig.49 150A 3 屈折90°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 150A 3 refractions 90°

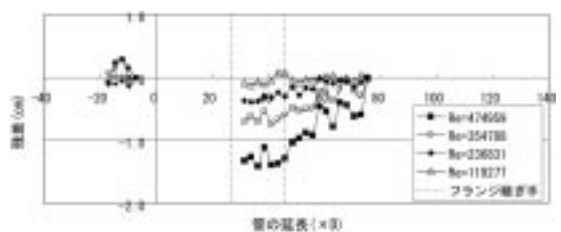


Fig.54 200A 3 屈折90°の圧力水頭の残差
The residual of the pressure head of 200A 3 refractions 90°

を採用して屈折損失係数を計算した場合、現場における技術者が屈折管を含むパイプラインの全損失水頭を計算する際において、直線部分の摩擦損失係数として、整流区間を保って測定した直線管路ではなく、屈折管下流側の旋回流の影響を受けた直線管路の摩擦損失係数を採用しないといけなくなるため、現実的ではないからである。

つまり、屈折管における局所損失は、急激な形状の変化による運動量の損失と、その後には生じる旋回流の影響を受けた摩擦損失の和であると考えられる。

測定した結果は、上記のような誤差を含んでいるため、測定する度に、誤差を含んだ異なる測定結果が得られる。そのため、屈折損失係数とRe数の関係において、回帰直線を引いたとしても、測定毎に異なる回帰直線になる。そこで、全ての測定結果を利用したときに得られるであろう回帰直線は、どのような範囲に存在しているのかを推定しておく必要がある。回帰直線の信頼率 $(1 - \alpha) \times 100\%$ の信頼区間は、次式の通り求められる。

信頼上限

$$y = a + bx_i + t(\alpha, n-2) \sqrt{\left\{ \frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{\sum (xx)} \right\} V_e} \quad (4)$$

信頼下限

$$y = a + bx_i - t(\alpha, n-2) \sqrt{\left\{ \frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{\sum (xx)} \right\} V_e} \quad (5)$$

ここで、 $a + bx$ は回帰直線による屈折損失係数の値、 $t(\alpha, n-2)$ はt分布、 $n-2$ は自由度、 α は有意水準、 n はサンプル数、 x はRe数、 $\sum (xx)$ は偏差平方和、 V_e は残差の分散である。

統計検定量 t は次式である。

$$t = \frac{r\sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}} \quad (6)$$

ここで、 r は相関係数である。

全ての計測値が回帰直線上に乗っているわけではないので、上記の回帰直線を利用して、屈折損失係数の値を予測しても誤差が生じる。したがって、屈折損失係数の予測値が、どの程度の範囲に収まるのかを推定しておく、利用時に便利である。個々の屈折損失係数の値の信頼率 $(1 - \alpha) \times 100\%$ の予測区間は、次式によって求められる。

予測上限

$$y = a + bx_i + t(\alpha, n-2) \sqrt{\left\{ 1 + \frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{\sum (xx)} \right\} V_e} \quad (7)$$

予測下限

$$y = a + bx_i - t(\alpha, n-2) \sqrt{\left\{ 1 + \frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{\sum (xx)} \right\} V_e} \quad (8)$$

測定結果は、Re数が200,000以下では指数関数状であり、それ以上では、一定の線形関数状であったため、この2つのRe数の領域に分けて、別々に回帰直線、95%信頼区間、および95%予測区間の設定を行った。その図をFig.55～59に図示する。

これらの図における各屈折管の屈折損失係数の回帰式と95%予測区間の上限と下限を式として、Table 7に整理した。

設計基準で規定されている管路内平均流速の範囲内において、既製管で存在する各口径の管路内で生じるRe数は、水温が25℃と仮定すると、Table 8に図示した通りになる。Table 8のマスは、Re数が200,000以下、200,000以上、500,000以上で色分けした。

各屈折管における屈折損失係数の値が、早読み表の形で提供されれば、実用的な価値が高い。また、屈折損失係数に安全率を掛けることは、係数を設計に使用するためには必要であることから、95%予測区間の上限を安全率を見た屈折損失係数とした。よって、各屈折管の屈折損失係数の平均値とその上限値を、口径と流速によって、Table 9～13のとおり整理した。ただし、本実験ではRe数が500,000以下の流れの状態であったため、Re数が500,000以上の流れの状態における屈折損失係数を外挿することは避けることにした。

最後に、本実験結果と設計基準が引用しているSchubartの実験結果とを比較した表を、Table 14にまとめた。その結果、本実験結果は、Schubartの実験結果のうち、滑らかな管の屈折損失係数と良い一致を示した。

Table 10 単屈折30°における屈折損失係数

The coefficient of energy loss in bend of 1 refraction 30°

結 言

	水温 25 動粘性係数 8.97E - 07									
	0.5m/s		1.0m/s		1.5m/s		2.0m/s		2.5m/s	
	平均	上限	平均	上限	平均	上限	平均	上限	平均	上限
80A	0.397	0.873	0.184	0.394	0.117	0.247	0.085	0.178	0.032	0.078
100A	0.310	0.676	0.144	0.305	0.092	0.192	0.032	0.078	0.055	0.101
125A	0.242	0.523	0.112	0.236	0.027	0.073	0.055	0.101	0.082	0.129
150A	0.198	0.424	0.092	0.192	0.043	0.090	0.077	0.123	0.110	0.156
200A	0.144	0.305	0.032	0.078	0.077	0.123	0.121	0.168	0.166	0.212
250A	0.112	0.236	0.055	0.101	0.110	0.156	-	-	-	-
300A	0.092	0.192	0.077	0.123	0.144	0.190	-	-	-	-
350A	0.077	0.160	0.099	0.145	-	-	-	-	-	-
400A	0.032	0.078	0.121	0.168	-	-	-	-	-	-
450A	0.043	0.090	0.144	0.190	-	-	-	-	-	-
500A	0.055	0.101	-	-	-	-	-	-	-	-
600A	0.077	0.123	-	-	-	-	-	-	-	-
700A	0.099	0.145	-	-	-	-	-	-	-	-
800A	0.121	0.168	-	-	-	-	-	-	-	-
900A	0.144	0.190	-	-	-	-	-	-	-	-
1100A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

5種類の屈折管の屈折損失係数を実験により求めた。屈折管の形状は、単屈折22.5°,単屈折30°,2屈折45°,4屈折90°,および3屈折90°であった。また、管路の口径は80A,100A,150A,および200Aの4種類であった。実験における流れの状態はRe数にして500,000以下の乱流であった。

圧力測定値において、バラツキがあったため、バラツキの検討を行った。幾つかの原因のうち、フランジ接続による管内の乱れが大きかったが、流下方向へ減衰しているように見えたため、屈折損失係数の計算において問題ないと考えた。

Table 11 2屈折45°における屈折損失係数

The coefficient of energy loss in bend of 2 refractions 45°

	水温 25 動粘性係数 8.97E - 07									
	0.5m/s		1.0m/s		1.5m/s		2.0m/s		2.5m/s	
	平均	上限	平均	上限	平均	上限	平均	上限	平均	上限
80A	0.485	0.873	0.289	0.394	0.214	0.247	0.173	0.178	0.096	0.194
100A	0.411	0.676	0.245	0.305	0.181	0.192	0.096	0.194	0.101	0.200
125A	0.348	0.523	0.207	0.236	0.095	0.193	0.101	0.200	0.106	0.207
150A	0.304	0.424	0.181	0.192	0.099	0.197	0.105	0.206	0.112	0.214
200A	0.245	0.305	0.096	0.194	0.105	0.206	0.114	0.217	0.123	0.228
250A	0.207	0.236	0.101	0.200	0.112	0.214	-	-	-	-
300A	0.181	0.192	0.105	0.206	0.119	0.222	-	-	-	-
350A	0.161	0.160	0.110	0.211	-	-	-	-	-	-
400A	0.096	0.194	0.114	0.217	-	-	-	-	-	-
450A	0.099	0.197	0.119	0.222	-	-	-	-	-	-
500A	0.101	0.200	-	-	-	-	-	-	-	-
600A	0.105	0.206	-	-	-	-	-	-	-	-
700A	0.110	0.211	-	-	-	-	-	-	-	-
800A	0.114	0.217	-	-	-	-	-	-	-	-
900A	0.119	0.222	-	-	-	-	-	-	-	-
1100A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

求めた屈折損失係数は、Re数が200,000以下の領域と200,000以上の領域において、Re数の関数として整理した。Re数が200,000以下では、屈折損失係数は指数関数となり、Re数の増加に伴い減少した。一方、Re数が200,000以上では、Re数の増加に関係なく一定であった。また、実用的な便益のために、口径と管内平均流速から屈折損失係数を読みとることのできる早読み表を作成した。

Table 12 4屈折90°における屈折損失係数の平均値

The coefficient of energy loss in bend of 4 refractions 90°

	水温 25 動粘性係数 8.97E - 07									
	0.5m/s		1.0m/s		1.5m/s		2.0m/s		2.5m/s	
	平均	上限	平均	上限	平均	上限	平均	上限	平均	上限
80A	0.323	0.548	0.298	0.494	0.284	0.464	0.274	0.445	0.195	0.336
100A	0.315	0.530	0.290	0.477	0.276	0.449	0.195	0.336	0.178	0.325
125A	0.307	0.512	0.282	0.462	0.199	0.339	0.178	0.325	0.157	0.311
150A	0.300	0.499	0.276	0.449	0.186	0.330	0.161	0.314	0.136	0.297
200A	0.290	0.477	0.195	0.336	0.161	0.314	0.128	0.291	0.094	0.269
250A	0.282	0.462	0.178	0.325	0.136	0.297	-	-	-	-
300A	0.276	0.449	0.161	0.314	0.111	0.280	-	-	-	-
350A	0.271	0.439	0.145	0.302	-	-	-	-	-	-
400A	0.195	0.336	0.128	0.291	-	-	-	-	-	-
450A	0.186	0.330	0.111	0.280	-	-	-	-	-	-
500A	0.178	0.325	-	-	-	-	-	-	-	-
600A	0.161	0.314	-	-	-	-	-	-	-	-
700A	0.145	0.302	-	-	-	-	-	-	-	-
800A	0.128	0.291	-	-	-	-	-	-	-	-
900A	0.111	0.280	-	-	-	-	-	-	-	-
1100A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

本実験結果は、Schubartの滑らかな管の実験結果と一致したため、KirchbachとSchubartが指摘したとおり、Re数が200,000以上において、屈折損失係数はほぼ一定であると考えることが明らかになった。

参考文献

- 1) 畠沢政保(1998): 真っ直ぐな円管内の乱流旋回流の特性 圧力損失に及ぼす旋回の影響, ながれ, 17, p.202-213
- 2) Kirchbach, H (1928): Der Energieverlust in Kniestucken, Mitt.Hydraul.Inst.TH.Munchen, 3,p.68
- 3) 森川敬信・貫安利(1968): 連続エルボの損失, 日本機械学会論文集, 34, 267, p. 2030-2033
- 4) Schubart, W (1929): Der Energieverlust in Kniestucken bei glatter und rauher Wandung, Mitt. Hydraul. Inst. TH. Munchen, 3, p. 121
- 5) 須藤浩三・高見敏弘・高岡俊志 (1994): ベンド内の弱い旋回流, 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集, p. 127-128

Table 13 3屈折90°における屈折損失係数の平均値

The coefficient of energy loss in bend of 3 refractions 90°

	水温 25 動粘性係数 8.97E - 07									
	0.5m/s		1.0m/s		1.5m/s		2.0m/s		2.5m/s	
	平均	上限	平均	上限	平均	上限	平均	上限	平均	上限
80A	0.335	0.559	0.253	0.390	0.215	0.317	0.191	0.273	0.199	0.202
100A	0.306	0.498	0.231	0.348	0.196	0.282	0.199	0.202	0.198	0.201
125A	0.279	0.444	0.211	0.310	0.199	0.202	0.198	0.201	0.198	0.199
150A	0.260	0.404	0.196	0.282	0.198	0.201	0.198	0.200	0.198	0.198
200A	0.231	0.348	0.199	0.202	0.198	0.200	0.198	0.197	0.198	0.195
250A	0.211	0.310	0.198	0.201	0.198	0.198	-	-	-	-
300A	0.196	0.282	0.198	0.200	0.198	0.196	-	-	-	-
350A	0.184	0.261	0.198	0.198	-	-	-	-	-	-
400A	0.199	0.202	0.198	0.197	-	-	-	-	-	-
450A	0.198	0.201	0.198	0.196	-	-	-	-	-	-
500A	0.198	0.201	-	-	-	-	-	-	-	-
600A	0.198	0.200	-	-	-	-	-	-	-	-
700A	0.198	0.198	-	-	-	-	-	-	-	-
800A	0.198	0.197	-	-	-	-	-	-	-	-
900A	0.198	0.196	-	-	-	-	-	-	-	-
1100A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Table 14 本実験結果と既往の研究との比較

The comparison between this result and past research

	W.Schbartの実験結果		本実験結果
	粗い管	滑らかな管	滑らかな管
3屈折90°(a/D=1.23)	0.347	0.195	0.198
4屈折90°(a/D=1.19)	0.294	0.120	0.094
2屈折45°(a/D=1.17)	0.284	0.112	0.123
30°	0.165	0.130	0.166
22.5°	0.154	0.066	0.057

A measurement study of refraction loss factor in the steel pipe

TANAKA Yoshikazu, SHIMA Takeo, NAKA Tatsuo, MUKAI Akie,
and TARUYA Hiroyuki

Summary

In region of the high Reynolds (Re) number ($Re=50,000 \sim 500,000$), the coefficient of energy loss in the bend (shape : Simple 22.5° , simple 30° , 2 refractions 45° , 4 refractions 90° , and 3 refractions 90°) of the small-diameter pipeline (nominal diameter : 80 A, 100 A, 150 A, and 200 A) was measured. The cause of the dispersion in the pressure measurement was examined. As the result of the residual analysis, the flange connection effect was bigger, within the multiple causes. However, it was judged that this problem could be disregarded, because the dispersion of the pressure attenuated in the area from the flange junction to downstream. The coefficient of energy loss in bend became an exponential function in $Re < 200,000$, and it decreased with the increase in the Re number. The coefficient of energy loss in bend separately showed the equation in the region of $Re < 200,000$ and $Re > 200,000$. The conversion table was made for the practical benefit. The result was compared with the measurement result by Kirchbach and Schubart in region ($Re=30,000 \sim 240,000$) of low Re number. As the result, this experiment result agreed with these past results. Therefore, it was confirmed that the coefficient of energy loss in bend was constant number, if the Re number is over 200,000, as Kirchbach indicated it.

Keywords : bend, coefficient of energy loss in bend, pipeline,